

Japanese Utility Model
Kokoku (Post-Exam) Publication S56-34188

Published: August 13, 1981
Filed: December 28, 1972 under SN S48-1411
Laid open: August 28, 1974 under No. S49-99924
Appeal No.: S53-5688
Inventor: Suzuki, Y.
Applicants: Toyota Automatic Weaving Machines Ltd.
Daiwa Spinning Ltd.
Title: Vibrationproof-noiseproof Apparatus for Open-End Weaving
Machine

In the drawings, reference numeral 5 designates a vibrationproof member;
14a projections; 14b recesses

⑫ 実用新案公報 (Y 2) 昭56-34188

⑪ Int.Cl.³

F 16 F 15/08
D 01 H 1/14

識別記号

庁内整理番号

6747-3 J
6844-4 L

⑭ 公告 昭和56年(1981)8月13日

(全4頁)

1

2

⑮ オープンエンド精紡機における防振ならびに防音装置

審 判 昭53-5688

⑯ 実 願 昭48-1411

⑰ 出 願 昭47(1972)12月28日

公 開 昭49-99924

⑱ 昭49(1974)8月28日

⑲ 考 案 者 鈴木義久

名古屋市南区東又兵衛町2丁目114番地

⑳ 出 願 人 株式会社豊田自動織機製作所
刈谷市豊田町2丁目1番地

㉑ 出 願 人 大和紡績株式会社
大阪市東区南久太郎町4丁目25番地の1

㉒ 参考文献

実 公 昭38-5613 (JP, Y1)

実 公 昭39-26305 (JP, Y1)

㉓ 実用新案登録請求の範囲

高速回転する回転紡糸体を有するオープンエンド精紡機において、ゴム、プラスチック等の防振、防音性を有する材質の基体の一方の面に多数の凹凸部を形成しかつ各凹部は独立して形成されている防振部材を、振動発生側である前記紡糸体の支持関連部品と、これと接触する振動の被伝達側との間の接触部に介在させ、振動発生側に防振部材の凸部のみを接触させ、これにより振動発生側と前記防振部材との間に多数の独立した空間を形成したことを特徴とする防振ならびに防音装置。

考案の詳細な説明

本考案はオープンエンド精紡機において、振動発生部において発生した振動が他部材に伝達することを防止する装置に関するものである。

従来、オープンエンド精紡機においては、例えば回転紡糸体のスピンドルは高速回転のため、こ

のスピンドル自体のアンバランスあるいはスピンドルの駆動用ベルトの走行中の波打現象によるスピンドルへのベルト接圧変動などに起因して、スピンドル部分に振動が発生する。この振動はさらにスピンドルの軸受内部で発生する振動も加わって軸受支承部材から他の部材に伝達し、大きな騒音を発するとともに機台各部の精度を低下させ、また寿命を大幅に減少させていた。特に、オープンエンド精紡機のスピニングボデーのように糸切れ検出器などの微妙に調整された精密機器を内蔵した部分に振動が伝わると、即座に機器の誤差等を生じ使用不可能になる恐れもある。そこで振動を発生する側とその被伝達側とは振動伝達をでき得る限り遮断することが強く要望されるものである。

本考案は高速回転する回転紡糸体を有するオープンエンド精紡機において、振動発生側である前記回転紡糸体の支持関連部品と、これに接触する振動の被伝達側との間に、一方の面に多数の凹凸部を形成しかつ各凹部は独立している防振部材を介在させ、振動発生側に防振部材の凸部のみを接触させ、これにより振動発生側と防振部材との間に多数の独立した空間を形成するとともに、接触面積を非常に小さなものとするこ

とすることによつて、振動の伝達を効果的に防止し、合わせて遮音効果をも上げるようにしたものである。

以下、本考案の実施例をオープンエンド精紡機のスピンドル駆動の場合の図面によつて説明する。まず第1図において、一端に回転紡糸体1を固定した振動発生側であるスピンドル2は軸受部3を貫通し、他端に駆動ベルト4が接触して回転されるプーリ2aが形成されている。軸受部3は機枠6に対して防振部材5を介在して取り付けられた軸受支承部材7に支承されており、スピンドル2あるいは軸受部3の振動を部材5によつて吸振あるいは防振し、振動が軸受支承部7を介して振動の被伝達側である機枠6に伝わらないようにしている。

上記の機枠6には通常知られているように開機装置8や糸切検知器9などのように非常に精密度を有する機器を備ふているスピニングボデー10が枢支ピン11によつて回動しうるように取り付けられ、常時はフック12によつて前記回転紡糸体1の開口部分、すなわち軸受支承部7の左側端部を閉鎖するように固定されている。なお、上記の振動発生側である軸受支承部7と被伝達側であるスピニングボデー10との間の接触部にも防振部材5が介在されている。

つぎに上述した各防振部材5について説明する。防振部材5を構成する平板形状の基体13はゴム、プラスチック等の防振、防音性の材質で形成されており、この一方の面に、第2図に示すごとく多数の凹凸14b, 14aが刻設され、空間保有面14を形成する。そして各凹凸部14bは独立した空間を有する。この基体13を前述の振動発生側と振動の被伝達側との間に介在させた場合、空間保有面14と接触する側は基体13の凸部14aとのみ接触し、接触面積が非常に縮小されるとともに凸部14aと凸部14aとの間に形成された凹部14bによつて基体13と空間保有面14が接触した側との間にそれぞれ独立した小空間が形成される。

さて、本考案は前記したように一方の面を非常に接触面積を小さくした基体13を防振部材5として振動発生側と振動の被伝達側との間に介在し、振動発生側と防振部材との間に多数の独立した空間を形成したものであるため、例えば前記実施例として図示したスピンドル2の一端に固定した回転紡糸体1のアンバランスやスピンドル駆動ベルト4の波打現象によるスピンドル2とベルト4との接圧変動等に起因してスピンドル2の振動が発生しても軸受支承部材7とスピニングボデー10および機枠6との間に介在された防振部材5はその凸部14aのみが接し、接触面積が小さいために振動の伝達が行なわれにくいとともに凸部14aの変形が起りやすく、このため振動が吸振あるいは防振される。さらに防振部材5の凹部14bによつて形成された独立空間内に封じ込められた空気が振動に対する一種の空気バネとなつてクッション作用をなすとともに防振部材5と空気とが接触する部分が大きいために、防振部材と空気との摩擦によるエネルギーの損失が増大し、これが振

動エネルギーの損失となつて防振効果を増大し、単に防振部材を介在した場合と異なり大きな防振効果を得るものである。一方軸受支承部7の振動にもとずき防振部材5の各空間14bに音が伝えられるが、この音波の一部は防振部材5で反射されるため、この反射音波が軸受支承部から発生してくる音波と互に干渉し合い、ここで音の発生を打ち消すことになり、所謂消音器の役目をも果たすものである。

いま遮音効果について、独立した空間を有しない場合と、有する場合とを第3図aと第3図bとで比較すると、第3図aでは振動発生側の平板形状アルミニウム板A₁-1がゴム製防振部材5の外部連通凹部14b'を形成する凸部14a'に接し、この防振部材5の下面にさらに平板形状アルミニウム板A₂-2を接触させている。この場合の音の透過損失TL(トランスミッシヨンロス)を概ね計算してみると、

$$TL \approx 14.5 \log_{10} m + 13 \dots \dots \text{一般近似式}$$

m: 面質量(1m²当りの重さ)

$$m = \text{厚さ} \times \text{比重} \times \text{面積}$$

アルミニウムの比重は2.7であるので、

$$m = 0.5 \times 2.7 \times 100 \times 100 = 13.5 \text{ (Kg/m}^2\text{)}$$

したがつて

$$TL \approx 29.4 \text{ (デシベル)} \dots \dots (1)$$

すなわち第3図aの場合、音源Aよりの音はアルミニウム板A₁-1を透過して凹部14b'に達し、ゴム製防振部材5やアルミニウム板A₂-2での遮音効果を殆んど受けることなく、そのまま反対側の外部Bに達する。

本考案にもとづく第3図bの構成での透過損失TLを計算すると、

1) アルミニウムA₁-1の透過損失

$$TL_1 \approx 29.4 \text{ (デシベル)}$$

2) 防振部材5の透過損失

$$TL_2 \approx 14.5 \log_{10} (0.5 \times 1 \times 100 \times 100) + 13 \\ \approx 23.1 \text{ (デシベル)}$$

3) アルミニウムA₂-2の透過損失

$$TL_3 \approx 14.5 \log_{10} (0.5 \times 2.7 \times 100 \times 100) + 13 \approx 29.4 \text{ (デシベル)}$$

したがつて総透過損失TL_Tは

$$TL_T = 29.4 + 23.1 + 29.4 = 81.5 \text{ (デシベル)} \dots \dots (1)$$

となる。このことは、独立した空間を有する凹部

14bに伝えられた音がさらに防振部材5とアルミニウムA-2を透過せねばならないため、外部Bに伝えられる音が極端に小さくなることを示している。

このように本考案のように独立した空間を有する場合、そうでない場合に比して(前記(I)と(II))明らかに防音効果が優れている。防振効果についても前記したように凹部14bが独立した空間を有する場合には、封じ込められた空気がクッション作用をなすために、振動エネルギーを損失させ、防振効果を高めることができる。

以上のように、本考案は振動発生側と振動の被伝達側との間の接触部に介在したゴム、プラスチック等の防振部材の振動発生側に面する面に凹凸部を多数形成して振動発生側との接触部を小さくし、さらに接触部と接触部との間に小さな独立空間を形成するようにしたため、振動、音の伝達量が少なくなり、かつ独立空間に封じ込められた空気が振動に対する一種の空気パネとなつてクッション作用をなし、もつて振動あるいは音波を効果

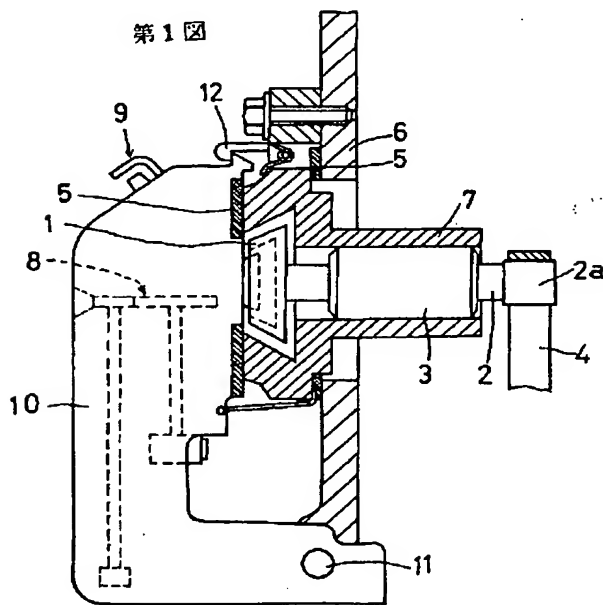
的に遮断し、他部材への伝達あるいは音の発生を防止することがあるものである。近年、高速化が著しいオープンエンド精紡機において、本考案装置では、その際必然的に問題となる振動、騒音に対し、十分対処でき、紡出性能を超高速でも維持できる。

なお、防振部材の空間保有面の形状を、図示例では半球状凹部の独立空間としたが、その形状は特定されるものではない。

図面の簡単な説明

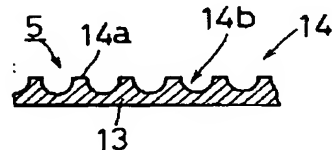
図面は本考案の実施例を示すもので、第1図はオープンエンド精紡機の防振防音に対処した状態を示す一部破断正面図、第2図のイは防振、防音部材の断面図、第2図のロはその平面図、第3図aは本考案にもとずかない構成での音の伝達経路を示す断面図、第3図bは本考案にもとずく構成での音の伝達経路を示す断面図である。

5……防振部材、14a……凸部、14b……凹部。

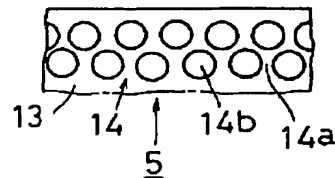


第2図

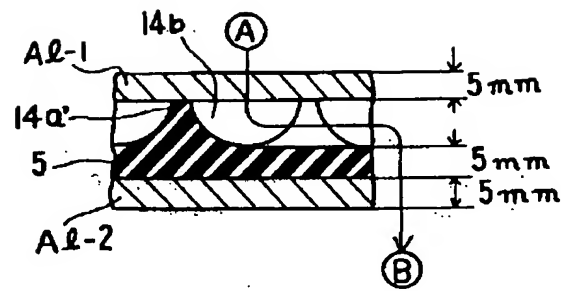
(イ)



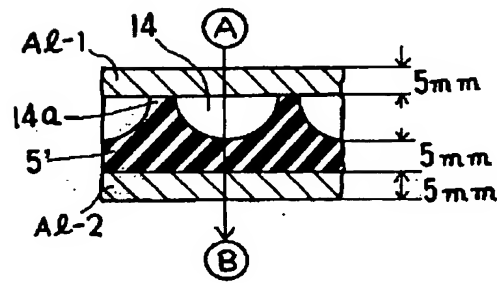
(ロ)



第3図 (a)



第3図 (b)



BEST AVAILABLE COPY